

УДК 621.43.068

А.П. Полив'янчук¹, М.Ф. Смирний¹, В.Є. Плюгін¹, О.І. Каслін², О.О. Скурідіна³¹ Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, Україна² Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна³ Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, Україна

РОЗРОБКА МЕТОДОЛОГІЇ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В СИСТЕМАХ ЕКОЛОГІЧНОГО КОНТРОЛЮ ЕМІСІЇ ТВЕРДИХ ЧАСТИНОК З ВІДПРАЦЬОВАНИМИ ГАЗАМИ ДИЗЕЛІВ

Проаналізовано проблему впливу теплового стану газової проби на точність найбільш зручного та компактного обладнання для екологічного діагностування дизельних силових установок за показником емісії твердих частинок з відпрацьованими газами – мікротунелів. Розроблено методологію досліджень теплових процесів у різних тунелях – еталонних повнопотокових та частковопотокових, яка дозволяє вирішити вказану проблему.

Ключові слова: дизель, екологічність, відпрацьовані гази, токсичність, тверді частинки, мікротунель, температура проби, тепловіддача, температура проби.

Вступ

З відпрацьованими газами (ВГ) дизельних енергетичних установок в атмосферу надходять тверді частинки (ТЧ) - небезпечний забруднювач, який займає 2-е місце (після оксидів азоту NO_x) за індивідуальним внеском в сумарну токсичність дизеля. З метою зменшення забруднення довкілля твердими частинками в країнах ЄС, США, Японії, Україні та ін. введені обмеження на масові викиди ТЧ з ВГ дизелів та розроблені методи їх визначення [1-3].

При вимірюванні масових викидів ТЧ від дизелів ВГ попередньо розбавляються повітрям в спеціальному трубопроводі - тунелі з метою імітації природного процесу формування структури ТЧ в атмосфері [1, 2]. З усіх використовуваних сьогодні типів розбавляючих тунелів найбільшого поширення набули компактні мікротунелі (діаметр тунелю - $d_t = 3 \dots 4$ см, довжина - $l_t = 10 \cdot d_t = 30 \dots 40$ см), в яких розбавляється повітрям мала частина (0,1 ... 1%) ВГ дизеля [3].

Для забезпечення необхідної точності мікротунелів в них повинні підтримуватися такі ж умови розбавлення ВГ, що характеризуються коефіцієнтом розбавлення і температурою проби перед фільтрами, як в еталонній системі розбавлення повного потоку ВГ дизеля (діаметр, довжина тунелю - $d_t = 46 \dots 50$ см, $l_t = 10 \cdot d_t = 4,6 \dots 5$ м [4]). Завдання підтримки в мікротунелі необхідних коефіцієнтів розбавлення ВГ легко вирішується за рахунок регулювання масових витрат ВГ і повітря. Разом з тим, при визначенні необхідної для мікротунеля температури проби перед фільтрами виникає необхідність обчислення середнього коефіцієнта тепловіддачі між

розбавленими ВГ та стінкою тунелю - α_t . На відміну від добре вивчених процесів тепловіддачі монотемпературних газових потоків в гладких циліндричних трубах [5] процес тепловіддачі в тунелі - змішування 2-х потоків з різними температурами і швидкостями раніше не досліджувалося.

Мета і завдання дослідження

Метою досліджень було створення методології визначення коефіцієнта тепловіддачі α_t в будь-якому розбавляючому тунелі. Для цього вирішено такі завдання: 1) створення математичного опису процесу тепловіддачі в трубопроводі розбавлення ВГ та приведення його до безрозмірного вигляду; 2) розробка методики визначення коефіцієнта α_t за допомогою методу ентальпії; 3) створення експериментальної установки для вимірювання коефіцієнта α_t в тунелях при значеннях числа Рейнольдса від 4000 (мікротунелі) до 35000 (повнопотокові тунелі).

Аналіз останніх досліджень і публікацій

При виконанні стандартної процедури вимірювань масових викидів дизельних ТЧ слід враховувати таку її особливість, як вплив температурного режиму відбору проб ТЧ, що характеризується температурою проби перед фільтром - t_f , на масу розчинної органічної фракції твердих частинок - РОФ, а через це і масу ТЧ в цілому - m_f . Зміни величини t_f змішують рівновагу процесів конденсації-випаровування РОФ в той чи інший бік.

Результати досліджень закордонних та вітчизняних авторів (рис. 1) свідчать про наступне [6-8].

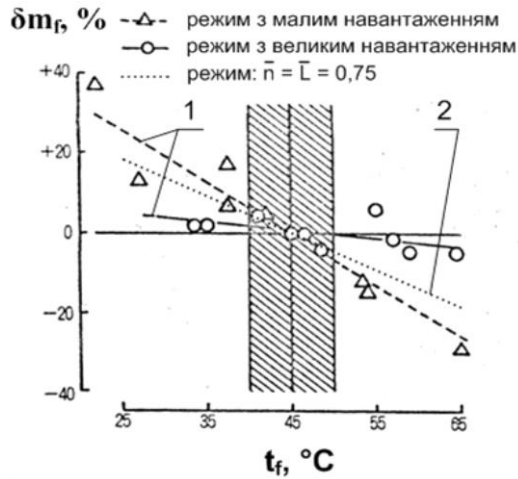


Рис. 1. Експериментальні дані про вплив температури проби t_f на масу навішення ТЧ m_f :
1 – результати досліджень фірми Mitsubishi;
2 – результати досліджень вітчизняних авторів.

Збільшення температури t_f призводить до зниження маси навішування ТЧ – m_f ; при цьому для опису впливу вказаної температури на величину m_f можна використовувати лінійну залежність у вигляді:

$$\delta m_f^f = \frac{m_f^f - m_f^{f_0}}{m_f^{f_0}} \cdot 100\% = k_{ff} \cdot (t_f - t_{f_0}),$$

де δm_f^f – відносне відхилення маси навішування ТЧ при температурі проби $t_f - m_f^f$ від базового значення $m_f^{f_0}$, яке відповідає температурі проби t_{f_0} , прийнятій за базову (у даних, представлених на рис. 1, а – $t_{f_0} = 45^\circ\text{C}$); k_{ff} – коефіцієнт пропорційності, який залежить від режиму роботи двигуна: при збільшенні потужності дизеля його величина зменшується (за рахунок зменшення частки РОФ у складі ТЧ).

Виклад основного матеріалу

Математичний опис процесу тепловіддачі в тунелі розроблено з метою отримання критеріального рівняння тепловіддачі в тунелі, яке дозволяє обчислювати середній коефіцієнт тепловіддачі α_t для будь-якої системи розбавлення ВГ – від мікро до повнопоточних тунелів (первинних і вторинних). Для цього математичні залежності, що описують процес тепловіддачі, приведено до безрозмірної форми.

Розглянемо тунель в декартовій системі координат, початок якої розташовано в центрі вхідного перерізу трубопроводу розбавлення, а вісь x збігається з віссю тунелю (рис. 2).

Приймемо наступні допущення:

- 1) всі тунелі геометрично подібні;
- 2) робочим тілом є нагріте повітря;
- 3) процеси теплообміну, що розглядаються, є стаціонарними;

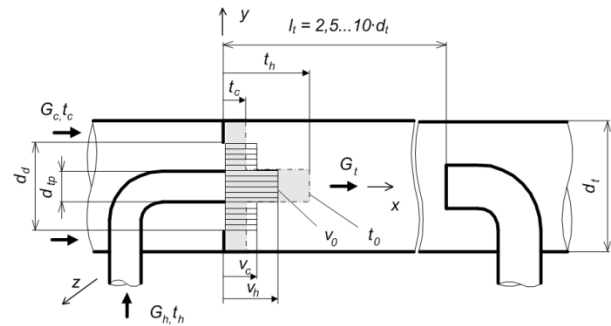


Рис. 2. Принципова схема тунелю в декартових координатах

4) ізобарна теплоємність робочого тіла – c_p постійна;

5) на вході в тунель швидкості і температури розподілені рівномірно по перетинах потоків робочого тіла і розбавляючого повітря;

Введемо позначення:

– геометричні розміри тунелю: діаметр – d_t , довжина – l_t ;

– площі поперечних перетинів: трубопроводу підведення робочого тіла (ТП) – F_{tp} , отвору діафрагми – F_d , тунелю – F_t ;

– масові витрати потоків: нагрітого повітря – G_h , холодного повітря – G_c , розбавленого робочого тіла в тунелі – G_t ;

– щільності потоків: нагрітого повітря – ρ_h , холодного повітря – ρ_c , поточне значення – ρ ;

– температури: стінки тунелю – t_w , потоків: нагрітого повітря – t_h , холодного повітря – t_c ; поточне значення – t ;

– температурні напори потоків: нагрітого повітря – $\vartheta_h = t_h - t_w$, холодного повітря – $\vartheta_c = t_c - t_w$, поточне значення – $\vartheta = t - t_w$;

– швидкості потоків: нагрітого повітря – v_h , холодного повітря – v_c , поточне значення – v ;

– коефіцієнт розбавлення робочого тіла – $q = G_t / G_h$;

– відносна довжина тунелю – $k_t = l_t / (10 \cdot d_t)$;

– коефіцієнт нерівномірності розподілу температур потоків в початковому перетині тунелю – $k_t = T_h / T_c$ (T_h, T_c – абсолютні температури нагрітого і холодного потоків);

– коефіцієнти співвідношень площ перетинів трубопроводів: ТП і тунелю – $\varepsilon_1 = F_{tp} / F_t$, ТП і діафрагми – $\varepsilon_2 = F_{tp} / F_d$;

– початкова середньомасова температура потоку:

$$\bar{t}_0 = \frac{\int_0^{F_t} \rho v t df}{\int_0^{F_t} \rho v df} = \frac{G_h t_h + (G_t - G_h) t_c}{G_t} = \frac{1}{q} (t_h - t_c) + t_c;$$

– кінцева середньомасова температура потоку – \bar{t}_{end} ;

– початковий та кінцевий середньомасові температурні напори потоку – $\bar{\vartheta}_0 = \bar{t}_0 - t_w$ та $\bar{\vartheta}_{end} = \bar{t}_{end} - t_w$;

– початкова середньомасова швидкість потоку:

$$\bar{v}_0 = \frac{\int_{F_i}^{\bar{F}_i} \rho v df}{\int_{F_i}^{\bar{F}_i} \rho df} = \frac{G_i}{\rho_h F_{ip} + \rho_c (F_i - F_{ip})}; \quad (1)$$

– значення швидкостей потоків нагрітого і холодного повітря в початковому перетині тунелю:

$$v_h = \frac{G_h}{\rho_h F_{ip}};$$

$$v_c = \frac{G_c}{\rho_c (F_d - F_{ip})}.$$

Для опису процесу тепловіддачі в тунелі з врахуванням прийнятих допущень та позначень розроблено систему рівнянь, до якої входять 4 диференціальні рівняння.

1. Рівняння енергії:

$$c_p (\rho \vec{v}, \text{grad} \vartheta) = -\text{div} \vec{q}, \quad (2)$$

де \vec{v} – вектор швидкості потоку,

\vec{q} – вектор щільності теплового потоку.

Оскільки перенесення тепла теплопровідністю в радіальному напрямку набагато більше, ніж в осьовому, а радіальні складові вектору швидкості потоку набагато менше осьових, вираження (2) приймає вигляд:

$$c_p \rho v_x \frac{\partial \vartheta}{\partial x} = \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \quad (3)$$

де v_x – проекція вектора \vec{v} на вісь x ;

q_y, q_z – проекції вектора \vec{q} на осі y та z .

Оскільки режим течії сумарного потоку в тунелі турбулентний, то для знаходження проекцій q_y і q_z слід використовувати вираження:

$$q_y = -(\lambda + \varepsilon_q c_p \rho) \frac{\partial \vartheta}{\partial y};$$

$$q_z = -(\lambda + \varepsilon_q c_p \rho) \frac{\partial \vartheta}{\partial z},$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності потоку,

ε_q – кінематичний коефіцієнт турбулентного переносу тепла.

Після підстановки даних виражень до формули (3) та проведення необхідних перетворень отримаємо:

$$v_x \frac{\partial \vartheta}{\partial x} = a \left(\frac{\partial}{\partial y} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a} \right) \frac{\partial \vartheta}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a} \right) \frac{\partial \vartheta}{\partial z} \right) \right) \quad (4)$$

де $a = \lambda / (c_p \rho)$ – коефіцієнт температуропровідності потоку, $\text{м}^2/\text{с}$.

2. Рівняння руху:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\text{div} \left(\vec{\tau} \right)$$

де Dv/Dt – субстанціальна похідна швидкості потоку за часом;

$\vec{\tau}$ – тензор напруги.

Для випадку тепловіддачі, який розглядається, дане рівняння приводиться до вигляду:

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} = v \left(\frac{\partial}{\partial y} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{v} \right) \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{v} \right) \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right) \right) \right) \quad (5)$$

де v_x, v_y, v_z – проекції вектора \vec{v} на відповідні осі координат;

v – кінематична в'язкість потоку;

ε_s – кінематичний коефіцієнт переносу кількості руху.

При виведенні виразу (4) враховувалося, що радіальні складові вектора швидкості потоку v_y, v_z набагато менше осьової складової – v_x , а перенесення кількості руху, яке обумовлене в'язкістю потоку, в радіальному напрямку є набагато більшим, ніж в осьовому напрямку.

Кінематичні коефіцієнти, що входять у вирази (3) і (4), визначаються за формулою:

$$\varepsilon_q = \varepsilon_s = (\chi(r_m - r))^2 \frac{\partial v_x}{\partial r},$$

де χ – безрозмірна величина, яку в першому наближенні приймаємо рівною 0,4 [9],

r – поточний радіус,

r_t – радіус тунелю.

Дане вираження за допомогою формули похідної в заданому напрямку приводиться до наступного вигляду:

$$\varepsilon_q = \varepsilon_s = (\chi(r_m - r))^2 \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \frac{y}{r} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \frac{z}{r} \right) =$$

$$= \frac{(\chi(r_m - r))^2}{\sqrt{y^2 + z^2}} \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} y + \frac{\partial v_x}{\partial z} z \right).$$

3. Рівняння суцільності:

$$\text{div}(\vec{\rho} \vec{v}) = 0. \quad (6)$$

4) рівняння тепловіддачі:

$$\alpha_t = -\frac{\lambda}{\vartheta} \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right)_{r=r_t}. \quad (7)$$

де α_t – коефіцієнт тепловіддачі від розбавлених ВГ до стінки тунелю.

Вирази (4) – (7) утворюють систему диференціальних рівнянь, що описують процес тепловіддачі в тунелі. Щоб замкнути дану систему і описати

конкретний тунель, до вказаних рівнянь додаються наступні умови однозначності.

Геометричні умови. Тунель – гладка кругла труба з внутрішнім діаметром d_t і довжиною $L_t = (10 \cdot d_t) \cdot k_l$, у початковій ділянці якої концентрично розташовані: вихідний патрубок ТП з внутрішнім діаметром d_{tp} та діафрагма з діаметром отвору d_d (див. рис. 2).

Фізичні умови. Робочим тілом є повітря, фізичні властивості якого визначаються за допомогою наступних виражень [10–12]:

$$\rho = \rho_0 T_0 / T, \text{ кг/м}^3,$$

де $\rho_0 = 1,2096 \text{ кг/м}^3$, $T_0 = 293 \text{ }^\circ\text{C}$ – щільність та абсолютна температура повітря при нормальних умовах;

$$\lambda = 24 \cdot 10^{-3} (T / T_0)^{0,82}, \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$\nu = 13,2 \cdot 10^{-6} (T / T_0)^{1,683}, \text{ м}^2/\text{с};$$

$$c_p = 1,009 \text{ кДж / кг}.$$

Граничні умови.

А) при $x = 0$ (початковий перетин тунелю):

– якщо $r \leq d_{tp} / 2$: $v_x = v_h$, $v_y = v_z = 0$;

– якщо $d_{tp} / 2 \leq r \leq d_d / 2$: $v_x = v_c$, $v_y = v_z = 0$;

– якщо $d_d / 2 \leq r \leq d_t / 2$: $v_x = v_y = v_z = 0$; $\Theta = \Theta_c$;

Б) при $0 \leq x \leq L_t$ і $r = d_t / 2$ (поверхня стінки тунелю):

$$v_x = v_y = v_z = 0; \quad \Theta = 0.$$

Приведемо математичний опис процесу тепло-віддачі в тунелі до безрозмірного вигляду (рис. 3). Для цього виберемо в якості масштабів приведення для лінійних розмірів і координат – діаметр тунелю d_t , для швидкостей – початкову середньомасову швидкість – \bar{v}_0 , для температурних напорів – початковий середньомасовий температурний напір – $\bar{\Theta}_0$.

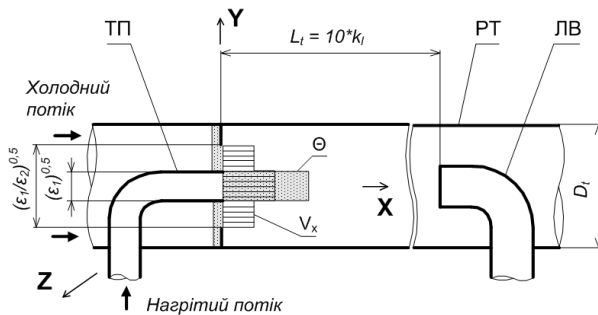


Рис. 3. Принципова схема тунелю в безрозмірних координатах

Введемо позначення:

$X = x / d_t$, $Y = y / d_t$, $Z = z / d_t$, – безрозмірні координати;

$R = r / d_t = (X^2 + Y^2)^{1/2}$ – приведений безрозмірний радіус тунелю;

$V_X = v_x / \bar{v}_0$, $V_Y = v_y / \bar{v}_0$, $V_Z = v_z / \bar{v}_0$ – безрозмірні швидкості потоку;

$\Theta = \Theta / \bar{\Theta}_0$ – приведений температурний напір.

Підставимо в рівняння (2.3) – (2.6) замість величин x , y , z , v_x , v_y , v_z і Θ відповідні їм добутки $X \cdot d_t$, $Y \cdot d_t$, $Z \cdot d_t$, $V_X \cdot \bar{v}_0$, $V_Y \cdot \bar{v}_0$, $V_Z \cdot \bar{v}_0$. Після проведення необхідних перетворень отримаємо:

рівняння енергії у безрозмірному вигляді:

$$\text{RePr} V_X \frac{\partial \Theta}{\partial X} = \frac{\partial}{\partial Y} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a} \right) \frac{\partial \Theta}{\partial Y} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a} \right) \frac{\partial \Theta}{\partial Z} \right), \quad (8)$$

рівняння руху у безрозмірному вигляді:

$$\text{Re} V_X \frac{\partial V_X}{\partial X} = \frac{\partial}{\partial Y} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{\nu} \right) \left(\frac{\partial V_X}{\partial Y} + \frac{\partial V_Y}{\partial X} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{\nu} \right) \left(\frac{\partial V_Z}{\partial X} + \frac{\partial V_X}{\partial Z} \right) \right), \quad (9)$$

рівняння суцільності у безрозмірному вигляді:

$$\text{div}(\rho \vec{V}) = 0, \quad (10)$$

рівняння тепловіддачі у безрозмірному вигляді:

$$\text{Nu} = - \frac{1}{\Theta} \left(\frac{\partial \Theta}{\partial R} \right)_{R=1/2}, \quad (11)$$

де $\text{Re} = \bar{v}_0 d_m / \nu$ – число Рейнольдса (ν – кінематична в'язкість, $\text{м}^2/\text{с}$);

$\text{Pr} = \nu / a$ – число Прандтля;

$\text{Nu} = \alpha_t d_m / \lambda$ – критерій Нуссельта.

В якості визначальної температури для обчислення ρ , λ і ν обрано початкову середньомасову температуру сумарного потоку в тунелі – \bar{t}_0 .

Виразення для визначення кінематичних коефіцієнтів набуває вигляду:

$$\varepsilon_q = \varepsilon_s = \frac{\text{Re} (\chi(0,5 - R))^2}{\nu \sqrt{Y^2 + Z^2}} \left(\frac{\partial V_X}{\partial Y} Y + \frac{\partial V_X}{\partial Z} Z \right).$$

Умови однозначності в безрозмірному вигляді:

геометричні умови: тунель – гладка кругла труба з безрозмірними діаметром $D_t = 1$ і довжиною $L_t = 10 \cdot k_l$, в середині якої концентрично розташовані: патрубок ТП (внутрішній діаметр $D_{tp} = (\varepsilon_1)^{1/2}$) та діафрагма (діаметр отвору $D_d = (\varepsilon_1 / \varepsilon_2)^{1/2}$);

граничні умови:

А) при $X = 0$ (початковий перетин тунелю):

– якщо $R \leq (\varepsilon_1)^{1/2}/2$: $V_X = (\varepsilon_1 + k_l(1 - \varepsilon_1)) / (\varepsilon_1 \cdot q)$,

$V_Y = V_Z = 0$; $\Theta = \Theta_h / \bar{\Theta}_0$;

– якщо $(\varepsilon_1)^{1/2}/2 \leq R \leq (\varepsilon_1/\varepsilon_2)^{1/2}/2$: $V_X = (q - 1) (\varepsilon_1 + k_l(1 - \varepsilon_1)) / (q \cdot k_l(\varepsilon_2 - \varepsilon_1))$, $V_Y = V_Z = 0$; $\Theta = \Theta_c / \bar{\Theta}_0$;

– якщо $(\varepsilon_1/\varepsilon_2)^{1/2}/2 \leq R \leq 1/2$: $V_X = V_Y = V_Z = 0$;

$\Theta = \Theta_c / \bar{\Theta}_0$.

Б) при $0 \leq X \leq 10 \cdot k_l$ і $R = 1/2$ (поверхня стінки тунелю): $V_X = V_Y = V_Z = 0$; $\Theta = 0$.

Система диференціальних рівнянь (8) – (11) та умови однозначності в безрозмірному вигляді є загальними для всіх тунелів. Вони описують процес тепловіддачі в тунелі, умови розбавлення робочого тіла в якому характеризуються безрозмірними величинами Re , q , k_i і k_l (число Прандтля для даного випадку є постійною величиною). Таким чином, число Nu , що характеризує тепловіддачу в тунелі, може розглядатися як функція 4-х змінних:

$$Nu = f(Re, q, k_i, k_l).$$

Методика визначення коефіцієнта тепловіддачі на внутрішній стінці тунелю α . Середній коефіцієнт тепловіддачі α , визначається методом ентальпії [13-15], як відношення середніх за довжиною трубопроводу розбавлення робочого тіла (повітря) щільності теплового потоку крізь стінку – q_m та температурного напору – $\bar{\vartheta}_m$:

$$\alpha_t = \frac{q_m}{\bar{\vartheta}_m} = \frac{\frac{1}{L} \int_0^L q \cdot dl}{\frac{1}{L} \int_0^L \bar{\vartheta} \cdot dl}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)},$$

де $L = 10 \cdot d_t$ – довжина трубопроводу розбавлення – тунелю з діаметром d_t , м; $\bar{\vartheta}$ – поточний температурний напір, °C;

Середня щільність теплового потоку через стінку тунелю визначається як середнеарифметичне з щільностей теплових потоків, вимірюваних на п'яти рівних ділянках:

$$q_{cp} = \frac{1}{L} \sum_{i=1}^5 q_i \cdot \Delta L = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 q_i, \text{ Вт/м}^2,$$

де $i = 1 \dots 5$ – індекс елементарної ділянки;

q_i – щільність теплового потоку на i -й ділянці, Вт/м²;

$\Delta L = 2 \cdot d_t$ – довжина i -ої ділянки, м.

Щільності теплових потоків q_i визначаються за допомогою вираження:

$$q_i = \frac{Q_i}{f_i} = \frac{Q_i}{2\pi d_t^2}, \text{ Вт/м}^2,$$

де Q_i – кількість тепла, що передано крізь стінку на i -й ділянці, Вт;

f_i – площа поверхні i -ї ділянки, м².

Величина Q_i визначається за допомогою рівняння теплового балансу по зміні температури зовнішнього охолоджувача стінки – води на i -й ділянці:

$$Q_i = (t_{cwi} - t_{cw(i-1)}) \cdot G_{cw} \cdot c_p, \text{ Вт},$$

де t_{cwi} , $t_{cw(i-1)}$ – температура охолоджувача в кінці та на початку i -ої ділянки, відповідно, °C;

$c_p = 4,19$ кДж/(кг·°C) – ізобарна теплоємність охолоджувача;

G_{cw} – масова витрата охолоджувача, кг/с.

Середній по довжині тунелю температурний напір обчислюється за виміряним значенням температурних напорів на межах окремих ділянок з використанням формули трапецій:

$$\bar{\vartheta}_{cp} = \frac{1}{5} \left(\frac{\bar{\vartheta}_0 + \bar{\vartheta}_5}{2} + \sum_{i=1}^4 \bar{\vartheta}_i \right), \text{ °C},$$

де $\bar{\vartheta}_0$, $\bar{\vartheta}_5$ – температурні напори в початково-му і кінцевому перехідних тунелю, °C.

$\bar{\vartheta}_i$ – температурний напір в кінці i -ої ділянки, °C.

Температурні напори в кінці кожної ділянки розраховуються за допомогою залежності:

$$\bar{\vartheta}_i = \bar{t}_i - t_{wi} = \left(\bar{t}_0 - \frac{\sum_{j=0}^i Q_j}{G_t \cdot c_p} \right), \text{ °C},$$

де \bar{t}_i – середньомасова температура потоку розбавленого робочого тіла в кінці i -ї ділянки, °C;

t_{wi} – температура стінки тунелю кінці i -ї ділянки, °C;

\bar{t}_0 – початкова середньомасова температура потоку розбавленого робочого тіла, °C;

$j = 0 \dots i$ – поточний індекс ділянки;

G_t – масова витрата потоку розбавленого робочого тіла, кг/с.

Температура \bar{t}_0 визначається за формулою:

$$\bar{t}_0 = \frac{\int_0^{F_t} \rho \cdot w \cdot t \cdot df}{\int_0^{F_t} \rho \cdot w \cdot df} = \frac{G_h \cdot t_h - G_c \cdot t_c}{G_t}, \text{ °C},$$

де ρ , w , t – щільність (кг/м³), швидкість (м/с) і температура потоку (°C) на вході в тунель;

F_t – площа поперечного перетину тунелю, м²;

G_h , t_h – масова витрата (кг/с) і температура (°C) нагрітого потоку робочого тіла;

G_c , t_c – масова витрата (кг/с) і температура (°C) потоку розбавляючого повітря.

Експериментальна установка для досліджень тепловіддачі в тунелі

Основними елементами експериментальної установки для вимірювання коефіцієнта тепловіддачі стінки тунелю α (рис. 4–9) є [16-18]:

а) система розбавлення робочого тіла (нагрітого повітря, що імітує ВГ) – зменшена у 15,5 разів копія еталонного тунелю, в яку входять:

– розбавляючий тунель – трубопровід з нержавіючої сталі з внутрішнім діаметром $d_t = 30$ мм, товщиною стінки 1,5 мм і довжиною ділянки змішування 300 мм; трубопровід підведення (ТП) нагрітого повітря – трубка з нержавіючої сталі з внутрішнім діаметром 6 мм, товщиною стінки 1 мм;

– газодувки ГД1 і ГД2, що створюють масові витрати потоків у тунелі і ТП – G_t і G_h ; регулятори потоків – РР1 і РР2; нагрівач Н (потужністю 3 кВт) з регулятором напруги РН;

– вимірювачі витрат потоків нагрітого і холодного повітря – Р1 і Р2 з класом точності 1,5; датчики температури холодного і нагрітого повітря – t_c і t_h ;

б) система охолодження тунелю, що включає:

– герметичний корпус – трубу з нержавіючої сталі, теплоізолювану зовні шаром асбесту товщи-

ною 25 мм; між зовнішнім діаметром тунелю і внутрішнім діаметром корпусу утворений зазор товщиною 1,2 мм, по якому рухається охолоджувач; фторопластові перегородки, що розділяють корпус на 5 рівних ділянок довжиною $2 \cdot d_t$ (всередині перегородок встановлені датчики t_w і t_{cw});

– побудник витрати охолоджувача, який забезпечує постійність його масової витрати на рівні $G_{cw} = 0,08$ г/с;

– дві групи по 6 датчиків, що вимірюють температуру стінки тунеля – t_w і охолоджувача t_{cw} (з похибками $\pm 0,1$ °C).

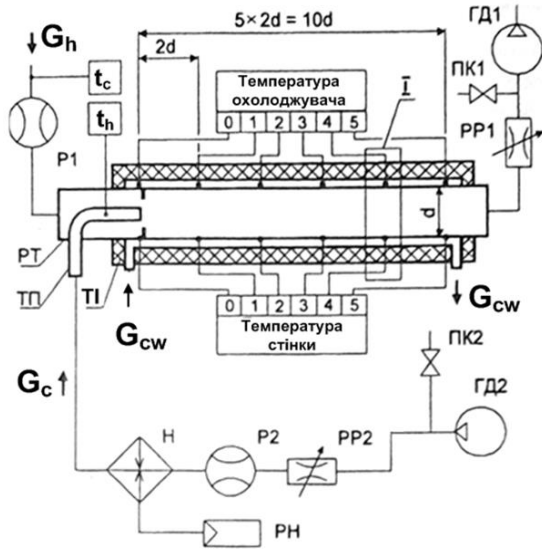


Рис. 4. Схема установки для вимірювань коефіцієнту α_t

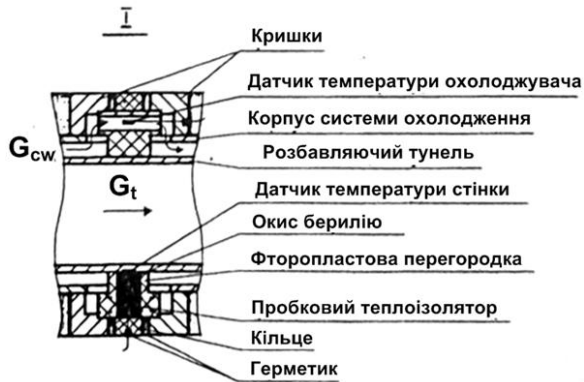


Рис. 5. Схема монтажу датчиків температури стінки

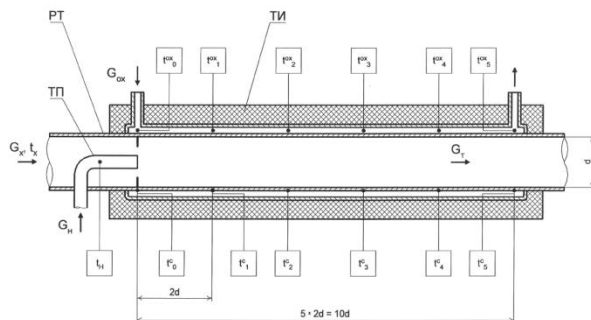


Рис. 6. Схема установки датчиків температури

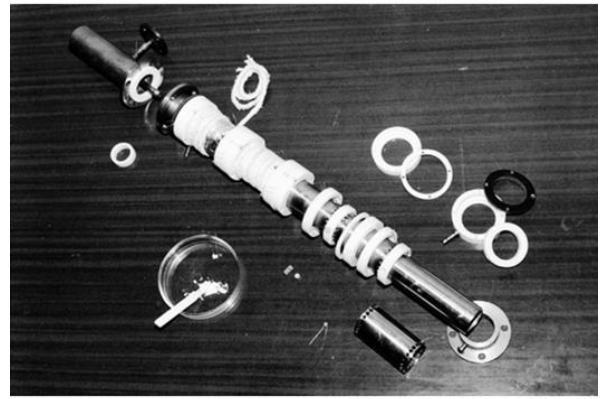


Рис. 7. Монтаж експериментальної установки для визначення коефіцієнту α_t

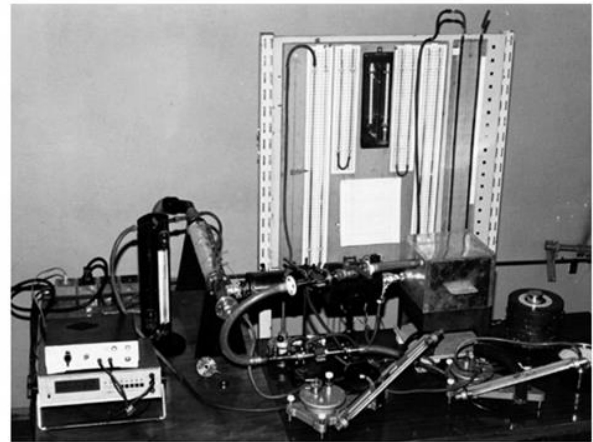


Рис. 8. Загальний вигляд установки для досліджень тепловіддачі в тунелі

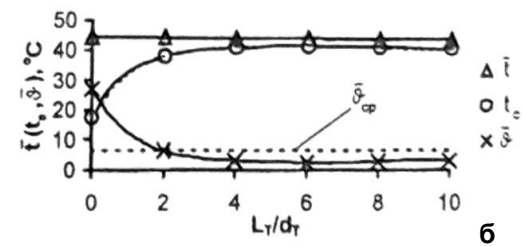
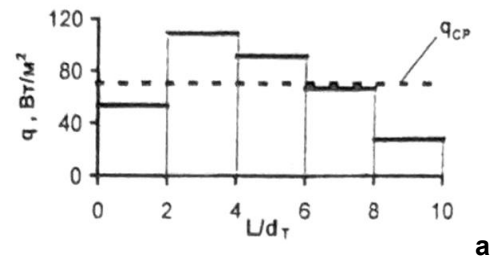


Рис. 9. Результати визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі α_t :

а – визначення середньої щільності теплового потоку крізь стінку тунеля – q_m ;

б – визначення середнього температурного напору $\bar{\theta}_m$.

Експериментальна установка дозволяє:

- створювати масові витрати в тунелі і ТП в діапазонах: $G_t = 1,4...25$ г/с і $G_h = 0,1...4$ г/с та забезпечувати розбавлення робочого тіла повітрям з коефіцієнтом $q = 5...15$ при $Re \cdot 10^{-3} = 4...35$;
- нагрівати робоче тіло до температури $t_h = 100...300$ °C;
- забезпечувати вимірювання коефіцієнта тепловіддачі α_t з відносною похибкою – $3...8\%$, яка обумовлена похибками витратомірів P1 та P2 і датчиків температури t_{cw} , t_w і t_h .

На рис. 9 представлені результати вимірювання величини α_t при умовах розбавлення робочого тіла: $G_t = 2,5$ г/с; $G_h = 0,25$ г/с; $t_h = 300$ °C; $q_m = 72,4$ Вт/м²; $\bar{\theta}_m = 6,8$ °C; $\alpha_t = 10,6$ Вт/(м²·°C).

Висновки

1. Проаналізовано проблему впливу теплового стану газової проби на точність найбільш зручного та компактного обладнання для екологічного діагностування дизельних силових установок за показником емісії твердих частинок з відпрацьованими газами – мікротунелів. Розроблено методологію досліджень теплових процесів у тунелях – еталонних повнопотокових та частковопотокових, яка дозволяє вирішити цю проблему.

2. Розроблено математичний опис процесу тепловіддачі в розбавляючому тунелі у вигляді системи диференціальних рівнянь енергії, руху, суцільності і тепловіддачі з урахуванням умов однозначності в безрозмірному вигляді. Встановлено, що критерій Нуссельта - Nu , що характеризує тепловіддачу в тунелі, є функцією 4-х змінних: числа Рейнольдса - Re та безрозмірних коефіцієнтів: розбавлення ВГ - q , нерівномірності розподілу температур - k_t і відносною довжини тунелю - k_l .

3. Розроблено методику та експериментальну установку, які дозволяють визначати середній коефіцієнт тепловіддачі α_t в трубопроводах розбавлення ВГ повнопотокових та частково потокових тунелів при значеннях числа Рейнольдса - $4000 ... 35000$; за допомогою коефіцієнта α_t визначаються необхідні – такі, що відповідають еталонній системі вимірювань, умови розбавлення ВГ повітрям в міні- та мікротунелях.

Література

1. Regulation No 49. Revision 6. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine. / United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. // E/ECE/TRANS/505, 2013. 434 p.

2. Regulation № 96. Revision 3. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines to be installed in agricultural and forestry tractors with regard to the emissions of pollutants by the engine. E/ECE/TRANS/505. 2014. 416 p.

3. ISO 8178-1: 2017. Reciprocating internal combustion engines. Exhaust emission measurement. Part 1: Test-bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 2017. 150 p.

4. Steven H. Development of Worldwide Harmonized Heavyduty Engine Emissions Test Cycle / Final Report ECE-GRPE WHDC Working Group. // Informal document No2 GRPE 42nd session. 2001. TRANS/WP 29/GRPE/2001/2. 58 p.

5. Anderson J.D. UK Particle Measurement Programme. Phase 2 / Heavy Duty Methodology Development // Final Report. Ricardo Consulting Engineers Ltd. 2003. 222p.

6. Worldwide Harmonized Heavy Duty Emissions Certification Procedure / Draft Global Technical Regulation (GTR). UN/ECE-WP 29 – GRPE WHDC Working Group. Informal Document № GRPE-48-7. 2004. 86 p.

7. Полив'ячук А.П. Математичне моделювання теплового стану газової проби в системах еколо-гічного діагностування транспортних двигунів // Вісник Харківського національного університету ім. В.Н. Каразіна. Серія «Екологія», 2016. – Випуск №15. – С. 106-112.

8. Полив'ячук А.П. Математическое моделирование процесса теплоотдачи в системе экологической диагностики тепловоза – разбавляющем туннеле // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля, 2016. – №5(229). – С. 42-50.

9. ISO 8178-1: 2017. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test – bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 2017. 150 p.

10. ISO 8178-2: 2008. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 2: Test – Measurement of gaseous and particulate exhaust emissions at site, 2008. 19 p.

11. ISO 8178-4: 2017. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part4: Test cycles for different engine applications, 2017. 237 p.

12. Smart Sampler PC SPC 472. PC program for SPC 472 control. AVL, List GmbH Graz, 1993. 76 p.

13. Lianga Z., Tiana J., Rezaeia S., Zhanga Y. Investigation of SVOC nanoparticle emission from light duty diesel engine using GC×GC-ToF-MS. School of Mechanical Engineering, University of Birmingham. 2015. 31 p.

14. Hirakouchi N., Fukano I., Shoji T. Measurement of Diesel Exhaust Emissions with MiniDilution Tunnel. SAE Technical Paper Series. 1989. № 890181. 11p.

15. Полив'ячук А.П. Повышение точности гравиметрического метода измерений удельного выброса твердых частиц с отработавшими газами дизеля. Двигатели внутреннего сгорания. 2010. №2. С. 110-113.

16. Полив'ячук А.П. Оценка неопределенности результатов измерений выбросов твердых частиц в ходе экологических испытаний дизелей. Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. 2012. №5 (176), Ч.2. С. 121-128.

17. Полив'ячук А. П., Харитонов Т.С., Чумак О.О. Дослідження ефективності використання вимірювального

комплексу з мікротунелем MKT-2 при проведенні екологічного діагностування тепловозів. Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля. 2007. № 8(114). С. 119-124.

18. Полив'яничук А.П., Львов С.О., Зубов С.В. Оцінка індивідуального внеску основних забруднюючих речовин у сумарну токсичність відпрацьованих газів тепловозів. Міжнародний інформаційний науково-технічний журнал Локомотивінформ. 2010. №5. С. 61-62.

References

1. Regulation No 49. Revision 6 (2013). Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positiveignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine. United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. E/ECE/TRANS/505, 434.
2. Regulation № 96. Revision 3. (2014). Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines to be installed in agricultural and forestry tractors with regard to the emissions of pollutants by the engine. E/ECE/TRANS/505, 416.
3. ISO 8178-1: 2017. (2017). Reciprocating internal combustion engines. Exhaust emission measurement. Part 1: Test-bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 150.
4. Steven, H.(2001). Development of Worldwide Harmonized Heavyduty Engine Emissions Test Cycle. Final Report ECE-GRPE WHDC Working Group. Informal document No2 GRPE 42nd session. TRANS/WP 29/GRPE/2001/2, 58. [in English].
5. Anderson, J.D. (2003). UK Particle Measurement Programme. Phase 2. Heavy Duty Methodology Development. Final Report. Ricardo Consulting Engineers Ltd. 222. [in English].
6. Worldwide Harmonized Heavy Duty Emissions Certification Procedure (2004). Draft Global Technical Regulation (GTR). UN/ECE-WP 29. GRPE WHDC Working Group. Informal Document, GRPE-48-7, 86.
7. Polivyanchuk, A. (2016). Matematychnе modelyuvannya teplovoho stanu hazovoyi proby v systemakh ekolohichnoho diahnostuvannya transportnykh dvyhuniv. [Mathematical modeling of the thermal state of a gas sample in systems of ecological diagnostics of transport engines]. Bulletin of Kharkiv National University of Karazin. Series «Ecology», 15, 106-112. [in Ukrainian].
8. Polivyanchuk, A. (2016). Matematicheskoe modelirovanie processa teplootdachi v sisteme ehkologicheskoy diagnostiki teplovoza – razbavlyayushchem tunnele. [Mathematical modeling of heat transfer in the system of ecological diagnostics of diesel locomotive - diluting tunnel]. Visnik of the Volodymyr Dahl East Ukrainian national university, 5(229), 42-50. [in Russian].
9. ISO 8178-1: 2017. (2017). Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test – bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 150.
10. ISO 8178-2: 2008. (2008). Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 2: Test – Measurement of gaseous and particulate exhaust emissions at site, 19.
11. ISO 8178-4: 2017. (2017). Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part4: Test cycles for different engine applications, 237.
12. Smart Sampler PC SPC 472. (1993). PC program for SPC 472 control. AVL, List GmbH Graz, 76.
13. Lianga, Z., Tiana, J., Rezaeia, S., Zhanga, Y. (2015). Investigation of SVOC nanoparticle emission from light duty diesel engine using GC×GC-ToF-MS. School of Mechanical Engineering. University of Birmingham, 31. [in English].
14. Hirakouchi N., Fukano I., Shoji T. (1989). Measurement of Diesel Exhaust Emissions with MiniDilution Tunnel. SAE Technical Paper Series, 890181. 11. [in English].
15. Polivyanchuk, A. (2010). Povyshenie tochnosti gravimetricheskogo metoda izmerenij udelnogo vybrosa tverdyh chastic s otrabotavshimi gazami dizelya. [Improving the accuracy of the gravimetric method for measuring the specific emission of solid particles with exhaust gases of a diesel engine]. Internal combustion engines, 2, 110-113. [in Russian].
16. Polivyanchuk, A. (2012). Ocenka neopredelennosti rezultatov izmerenij vybrosov tverdyh chastic v hode ekologicheskikh ispytanij dizelej. [Estimation of the uncertainty of the results of measurements of particulate emissions during the environmental tests of diesel engines]. Visnyk of the East Ukrainian National University memory V. Dal, 5(176), P.2. 121-128. [in Russian].
17. Polivyanchuk, A., Haritonova, T., Chumak, O. (2007). Doslidzhennya efektyvnosti vikorystannya vi-miryuvalnogo kompleksu z mikrotunelem MKT-2 pri provedenni ekologichnogo diagnostuvannya teplovoziv. [Investigation of the effectiveness of using a measuring complex with microtubule MKT-2 during the ecological diagnostics of diesel locomotives]. Visnyk of the East Ukrainian National University memory V. Dal, 8(114). 119-124. [in Ukrainian].
18. Polivyanchuk, A., Lvov, S., Zubov, S. (2010). Ocinka individualnogo vnesku osnovnih zabrudnyuyuchih rechovin u sumarnu toksichnist vidpracovanih gaziv teplovoziv. [Assessment of the individual contribution of the main pollutants to the total toxicity of the exhaust gases of diesel locomotives]. International information scientific and technical journal Lokomotivinform, 5, 61-62. [in Ukrainian].

Рецензент: д-р техн. наук, проф. І.В. Парсadanов, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна

Автор: ПОЛИВ'ЯНЧУК Андрій Павлович
д.т.н., проф.
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова
E-mail – apmail@meta.ua
ID ORCID: 0000-0002-9966-1938

Автор: СМІРНИЙ Михайло Федорович
д.т.н., проф.
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова
E-mail – apmail@meta.ua

Автор: ПЛЮГІН Владислав Євгенович
д.т.н., проф.
Харківський національний університет міського
господарства імені О.М. Бекетова
E-mail – apmail@meta.ua

Автор: СКУРІНА Олена Олександрівна
аспірант
Східноукраїнський національний університет імені
Володимира Даля
E-mail – icd@snu.edu.ua

Автор: КАСЛІН Олександр Ігорович
аспірант
Національний технічний університет «Харківський
політехнічний інститут»
E-mail – dvs@kpi.kharkov.ua

DEVELOPMENT OF A METHODOLOGY FOR STUDYING THERMAL PROCESSES IN SYSTEMS FOR THE ENVIRONMENTAL CONTROL OF THE PARTICULATE MATTER EMISSION WITH EXHAUST GASES OF DIESEL ENGINES

A.P. Polivyanchuk ¹, M.F. Smirny ¹, V.E. Pliugin ¹, O.I. Kaslin ², O.O. Skuridina ³

¹*O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Ukraine*

²*National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Ukraine*

³*Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Ukraine*

The problem of the influence of the thermal state of a gas sample on the accuracy of the most convenient and compact equipment for the ecological diagnosis of diesel units of different types on the emission index of particulate matter with exhaust gases - microtunnels is analyzed. The results of studies of foreign and domestic specialists confirming the influence of the temperature of the gas sample in the measuring system and the degree of its dilution with air on the error in determining the mass of the controlled solid particles are considered.

A methodology has been developed for studying thermal processes in tunnels: reference and alternative, which allows to solve this problem. A mathematical description of the heat transfer process in a diluting tunnel is developed in the form of a system of four differential equations: energy, motion, continuity and heat transfer, taking into account the uniqueness conditions in a dimensionless form. It is established that the Nusselt - Nu criterion characterizing the heat transfer in a tunnel is a function of four variables: the Reynolds - Re number and the dimensionless coefficients: dilution of the exhaust gases - q, the unevenness of the temperature distribution - kt and the relative tunnel length - kl.

A technique and an experimental setup have been developed that allow one to determine the average heat transfer coefficient at in the exhaust gas dilution pipelines - complete in-line and partially flow tunnels with Reynolds number values of 4000 ... 35000; with the help of the coefficient at, the necessary conditions for the dilution of diesel exhaust gases by air in mini and microtunnels are determined.

The description of the principle of action, a general photo, a scheme for the installation of measuring instruments, a calculation algorithm, and an example of the practical use of an experimental setup for measuring the average heat transfer coefficient at the interface are described: the tunnel wall is the dilute exhaust gas flow in the tunnel..

Keywords: diesel, ecology, exhaust gases, toxicity, particulate matter, microtunnel, heat transfer, sample temperature.